

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-349070

(43)Date of publication of application : 03.12.1992

(51)Int.Cl.

B62D 6/00  
B62D 5/04  
B62D 7/14  
// B62D101:00  
B62D113:00  
B62D117:00

(21)Application number : 03-008394

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 28.01.1991

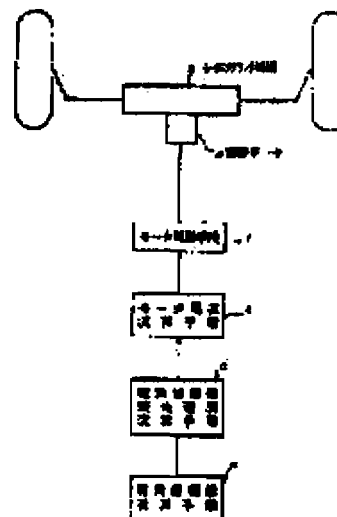
(72)Inventor : HIRAI TOSHIRO

## (54) MOTOR CONTROL DEVICE OF FOUR-WHEEL STEERING CAR

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To keep well the cornering stability at transient while the responsiveness at rising time of the steering angle target value is secured, by controlling the motor current so that it enlarges with a greater value of the steering angle target value change speed to the negative side and lessens with a greater change speed value to the positive side.

**CONSTITUTION:** A motor control device as per invention comprises a steering angle target value calculating means (c), which calculates the steering angle target value when the steering wheel is turned, and a steering angle target value change speed calculating means (d) to calculate the change speed of the steering angle target value, and further is equipped with a motor current calculating means (e) to generate by calculation a motor current which should enlarge with a greater value of the steering angle target value change speed to the negative side and lessens with a greater change speed value to the positive side. The motor current obtained by this means (e) is fed to a motor (a) from a motor driving means (f). This secures the stability in cornering with optimum responsiveness in accordance with the changing situation of the steering angle target value at the transient, where the steering angle follow-up value and its target value once separate to converge thereafter rapidly, while the responsiveness to the steering angle target value is well secured at the rising time of the target value when quick response is required.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than

the examiner's decision of rejection or  
application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of  
rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-349070

(43) 公開日 平成4年(1992)12月3日

(51) Int. Cl. <sup>5</sup>	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 2 D	6/00	9034-3D		
	5/04	9034-3D		
	7/14	A 7721-3D		
// B 6 2 D	101:00			
	113:00			

審査請求 未請求 請求項の数1(全 9 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平3-8394

(22) 出願日 平成3年(1991)1月28日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 平井 敏郎

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

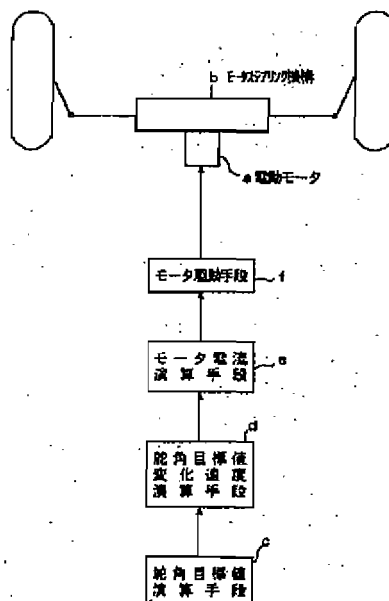
(74) 代理人 弁理士 平田 義則 (外1名)

(54) 【発明の名称】 四輪操舵車両のモータ制御装置

(57) 【要約】

【目的】 後輪または前後輪に電動モータをアクチュエータとするモータステアリング機構を有する四輪操舵車両のモータ制御装置において、速応性を必要とする舵角目標値の上昇時に舵角目標値に対する応答性を確保しながら、舵角目標値と舵角追従値とが一瞬離れてからそのあと急に収束するような過渡時、舵角目標値の変化状況に応じた最適な応答性により旋回安定性の確保を図ること。

【構成】 舵角目標値変化速度が負値となるほど大きく、正値となるほど小さなモータ電流により制御する構成とした。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 後輪または前後輪に電動モータをアクチュエータとするモータステアリング機構を有し、ハンドル操作時に後輪または前後輪を転舵する舵角を電動モータにより制御する四輪操舵車両において、ハンドル操作時に所望の舵角目標値を演算する舵角目標値演算手段と、前記舵角目標値の変化速度を演算する舵角目標値変化速度演算手段と、前記舵角目標値変化速度が負値になるほど大きく、正值になるほど小さなモータ電流を演算するモータ電流演算手段と、前記モータ電流演算手段により得られたモータ電流を前記電動モータに印加するモータ駆動手段と、を備えていることを特徴とする四輪操舵車両のモータ制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、後輪または前後輪に電動モータをアクチュエータとするモータステアリング機構を有し、ハンドル操作時に後輪または前後輪の転舵する舵角を電動モータにより制御する四輪操舵車両のモータ

$$I_M = L \cdot \theta \varepsilon - m \cdot d(\theta M) + K_D$$

$I_M$  : モータ電流

$\theta \varepsilon$  : 目標値と追従値との偏差

$d(\theta M)$  : モータ回転角速度

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、このような四輪操舵車両のモータ制御装置にあっては、上記モータ制御式においてダンピング定数 $m$ を固定値により与えるようにしている為、舵角目標値と舵角追従値とが一端離れてからそのあと急に収束するような過渡時においても一定の応答性しか得られず、舵角目標値と舵角追従値とが収束する時であって舵角目標値の変化が無い時に追従値の急上昇を招いたり、舵角目標値と舵角追従値とが収束する時であって舵角目標値が上昇する時に舵角追従値が舵角目標値に収束するのに遅れが出たり、舵角目標値と舵角追従値とが収束する時であって舵角目標値が減少する時に舵角追従値にオーバーシュートが出たりする。

【0006】 即ち、図14に示すように、舵角目標値をステップ状で与えた場合、路面負荷が大きいほど応答性が低くなり、路面負荷が小さいほど応答性が高くなるという基本特性を示す。そこで、例えば、後輪に電動モータステアリング機構を有する四輪操舵車両で、コーナへの突入後にハンドルを少し戻して定常旋回走行に移る時には、図15に示すように、路面負荷大から路面負荷小へと負荷の急変が発生することになり、路面負荷が大の領域では、舵角目標値に対する舵角追従値の応答性が低く両値に大きな差が出てしまうが、路面負荷が小の領域に入った途端、応答性の高まりにより離れていた舵角目標値にすばやく収束するように舵角追従値が高まることになり（図においてRASの急変と記載されている部

## \* タ制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 従来、電動モータをアクチュエータとするステアリング機構を後輪に有する四輪操舵車両としては、例えば、特開昭61-46766号公報に記載のものが知られているし、電動モータをアクチュエータとするステアリング機構を前後輪に有する四輪操舵車両としては、例えば、特開昭61-89171号公報に記載のものが知られている。

【0003】 前者の従来出典には、ハンドル操作時にハンドル操作量に応じて前後輪の舵角目標値を決め、この舵角目標値を得るべく電動モータにより前後輪の舵角を制御する内容が示され、後者の従来出典には、ハンドル操作による前輪操舵時に前輪操舵角に応じて後輪操舵角目標値を決め、この後輪操舵角目標値を得るべく電動モータにより前後輪の舵角を制御する内容が示されている。

【0004】 以上のような電動モータをアクチュエータとするモータステアリング機構では、下記に示すモータ制御式によりモータ制御が行なわれる。

$L$  : 比例定数

$m$  : ダンピング定数

$K_D$  : フリクション補正定数

分)、舵角目標値が変化していないにもかかわらず舵角追従値の急変、つまり旋回安定性にとって好ましくない後輪舵角の急変を招く。

【0007】 これに対し、追従値の急変を防止するべく、舵角目標値の変化が零である時を基準として単純にダンピング定数を大きく設定する案があるが、この場合、コーナへの突入後にハンドルを切り増して定常旋回走行に移る時、ダンピング定数が大き過ぎて舵角追従値の立ち上がり勾配が小さくなり舵角追従値が舵角目標値に収束するのに遅れが出るし、コーナへの突入後にハンドルを切り戻して定常旋回走行に移る時、ダンピング定数が小さ過ぎてオーバーシュートしてしまい舵角追従値が舵角目標値に収束するのに遅れが出る。

【0008】 また、単純にダンピング定数を大きく設定した場合、旋回初期でのハンドル切り始め時や旋回途中での急なハンドル切り増し時等のように速応性を必要とする舵角目標値の上昇時に応答性が得られない。

【0009】 尚、上記モータ制御式において比例定数 $L$ を固定値により与えるようにした場合にも、ダンピング定数 $m$ を固定値で与える場合と同様に、舵角目標値の変化状況に応じた最適な応答性を得ることができない。

【0010】 本発明は、上記のような問題に着目してなされたもので、後輪または前後輪に電動モータをアクチュエータとするモータステアリング機構を有する四輪操舵車両のモータ制御装置において、速応性を必要とする舵角目標値の上昇時に舵角目標値に対する応答性を確保しながら、舵角目標値と舵角追従値とが一端離れてから

そのあと急に収束するような過渡時、舵角目標値の変化状況に応じた最適な応答性により旋回安定性の確保を図ることを課題とする。

【0011】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するため本発明の四輪操舵車両のモータ制御装置では、舵角目標値変化速度が負値となるほど大きく、正値となるほど小さなモータ電流により制御する手段とした。

【0012】即ち、図1のクレーム対応図に示すように、後輪または前後輪に電動モータaをアクチュエータとするモータステアリング機構bを有し、ハンドル操作時に後輪または前後輪を転舵する舵角を電動モータにより制御する四輪操舵車両において、ハンドル操作時に所望の舵角目標値を演算する舵角目標値演算手段cと、前記舵角目標値の変化速度を演算する舵角目標値変化速度演算手段dと、前記舵角目標値変化速度が負値になるほど大きく、正値になるほど小さなモータ電流を演算するモータ電流演算手段eと、前記モータ電流演算手段eにより得られたモータ電流を前記電動モータaに印加するモータ駆動手段fとを備えていることを特徴とする。

【0013】

【作用】旋回走行時には、モータ電流演算手段eにおいて、舵角目標値の変化速度を演算する舵角目標値変化速度演算手段dからの舵角目標値変化速度が負値になるほど大きく、正値になるほど小さなモータ電流が演算され、モータ駆動手段fにおいて、モータ電流演算手段eにより得られたモータ電流が電動モータaに印加されることになる。

【0014】ここで、例えば、上記モータ電流制御式において、ダンピング定数mを可変とする場合について、

以下説明する。  
【0015】旋回初期でのハンドル切り始め時や旋回途中での急なハンドリ切り増し時等のように舵角目標値の上昇時には、舵角目標値変化速度が大きいほどダンピング定数が小さな値に設定され、このダンピング定数と舵角追従値変化速度を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式に基づいて電動モータaが制御されることになる。舵角目標値の上昇に対して舵角追従値の高い応答性が得られる。

【0016】コーナへの突入後に定常旋回走行に移る時等で路面負荷大から路面負荷小へと負荷の急変が発生する時には、コーナへの突入してから定常旋回走行に移る前の領域において路面負荷が大となり、舵角目標値に対する舵角追従値の応答性が低く両値に大きな差が出てしまうが、定常旋回走行に移り路面負荷が小の領域に入った途端、路面負荷による応答性が高まる。

【0017】そこで、例えば、コーナへの突入後にハンドルを少し戻して定常旋回走行に移る時で、定常旋回に入ってから舵角目標値が一定値に維持される時には、舵角目標値変化速度が小さくダンピング定数が大きな値に設定

され、このダンピング定数と舵角追従値変化速度を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式に基づいて電動モータaが制御されることになる。路面負荷による応答性の高まりにかかわらず舵角追従値は変化のない舵角目標値に対して緩やかに収束する。

【0018】また、例えば、コーナへの突入後にハンドルを切り増して定常旋回走行に移る時で、定常旋回に入ってから舵角目標値が上昇する時には、舵角目標値変化速度が大きくダンピング定数が小さな値に設定され、このダンピング定数と舵角追従値変化速度を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式に基づいて電動モータaが制御されることになる。路面負荷による応答性の高まりとダンピング定数の小さな値により舵角追従値の立ち上がり勾配が急になり舵角追従値が上昇してゆく舵角目標値に対し速やかに収束する。

【0019】さらに、例えば、コーナへの突入後にハンドルを切り戻して定常旋回走行に移る時で、定常旋回に入ってから舵角目標値が下降する時には、舵角目標値変化速度が負側となりダンピング定数が非常に大きな値に設定され、このダンピング定数と舵角追従値変化速度を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式に基づいて電動モータaが制御されることになる。路面負荷による応答性の高まりにかかわらずダンピング定数の非常に大きな値により舵角追従値がオーバーシュートすることなく下降してくる舵角目標値に対し速やかに収束する。

【0020】尚、ダンピング定数mと同様な手法により、モータ電流制御式において、比例定数Lを舵角目標値変化速度が大きくなればなるほど大きな値に設定するようにしても同様である。

【0021】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

【0022】構成を説明する。

【0023】図2は本発明実施例の装置が適用された四輪操舵車両のモータ制御装置を示す全体システム図である。

【0024】実施例の四輪操舵車両のモータ制御装置は、図2に示すように、前輪1、2の操舵は、ステアリングハンドル3と機械リンク式ステアリング機構4によって行なわれる。これは、例えば、ステアリングギア、ピットマンアーム、リレーロッド、サイドロッド5、6、ナックルアーム7、8等で構成される。

【0025】そして、後輪9、10の操舵は、電動式ステアリング装置11（モータステアリング機構に相当）によって行なわれる。この後輪9、10間は、ラックシャフト12、サイドロッド13、14、ナックルアーム15、16により連結され、ラック12が内挿されたラックチューブ17には、減速機構18とモータ19（電動モータに相当）とフェイルセーフソレノイド20が設けられ、このモータ19とフェイルセーフソレノイド2

5

0は、車速センサ21、前輪舵角センサ22、ストロークセンサ23、エンコーダ24、ロードセル25等からの信号を入力するコントローラ26により駆動制御される。

【0026】図3は電動式ステアリング装置11の具体的な構成を示す断面図で、ラック12が内挿されたラックチューブ17はブラケットを介して車体に固定されている。そして、ラック12の両端部には、ボールジョイント30、31を介してサイドロッド13、14が連結されている。減速機構18は、モータ19のモータ軸に連結されたモータピニオン32と、該モータピニオン32に噛合するリングギア33と、該リングギア33に固定されると共にラックギア12aに噛み合うラックピニオン35とによって構成されている。従って、モータ19が回転すると、モータピニオン32→リングギア33→ラックピニオン35へと回転が伝達され、回転するラックピニオン35とラックギア12aとの噛み合いにより\*

$$IM = L \cdot \theta e - m \cdot d(\theta M) + Kp \quad \dots(1)$$

IM : モータ電流

$\theta e$  : 目標値と追従値との偏差

$d(\theta M)$  : モータ回転角速度

即ち、モータステアリング機構において路面負荷が後輪舵角に比例して増加する場合、図4に示すように、路面負荷を模擬したバネ負荷を付加したモデルに置き換えることができる。このモータステアリング機構モデルにおいてモータトルクに対するモータ電流値IMの静特性は、図5のように比例特性を示す。ここで、モータトルク※

$$IM = L \cdot \theta e + Kp \quad \dots(2)$$

加えて、モータへの駆動指令に対する後輪舵角の応答を決める動特性は、油圧ステアリング機構等に比べて応答性の良いモータステアリング機構では減衰性を考えれば良い。そこで、減衰項である $[-m \cdot d(\theta M)]$ を上記(2)式に加えることで、(1)式に示すモータ制御式を得ることができる。尚、減衰力は舵角追従値変化速度に比例する関係にあるもので、この舵角追従値変化速度に代え、上記のようにモータ回転角速度を用いても、また、ストローク速度を用いても良い。

【0032】図7はコントローラ26で行なわれるモータ制御作動の流れを示すフローチャートであり、以下、各ステップについて説明する。

【0033】ステップ70では、各センサ21~25から入力信号が読み込まれる。

【0034】ステップ71では、ロードセル25により検出された路面負荷Fにより第1ダンピング定数m1が設定される。尚、路面負荷Fに対する第1ダンピング定数m1は、図8に示すように、路面負荷Fが大きいほど小さな値に設定される。

【0035】ステップ72では、車速センサ21からの車速Vと前輪舵角センサ22からの前輪舵角 $\theta F$ に基づいて後輪舵角目標値 $\theta R^*$ が演算される。(舵角目標値演算

6

\*ラックシャフト12が軸方向へ移動して後輪9、10の転舵が行なわれる。この後輪9、10の転舵量は、ラックシャフト12の移動量、即ち、モータ19の回転量に比例する。

【0027】前記ラックピニオン35には、その回転角度を検出するエンコーダ24のセンサー軸24aがカブラ36を介して連結されている。

【0028】前記フェイルセーフソレノイド20には、ロックピン20aが通退可能に設けられていて、電子制御系等のフェイル時には、ラックシャフト12に形成されたロック溝12bにロックピン20aを嵌入させることでラックシャフト12を、後輪9、10が中立舵角位置を保つ位置に固定するようにしている。

【0029】作用を説明する。

【0030】まず、電動モータをアクチュエータとするモータステアリング機構では、下記に示すモータ制御式によりモータ制御が行なわれる。

L : 比例定数

m : ダンピング定数

Kp : フリクション補正定数

※Kは、路面負荷が後輪舵角に比例して増加する関係から目標値と追従値との偏差に置き換えることができるので、図6の特性に示すようになり、静特性を考えた場合には、次式を得ることができる。

【0031】

…(2)

手段に相当)。尚、後輪舵角目標値 $\theta R^*$ は、例えば、特開平1-202579号公報等に記載されているような手法により最適な旋回性能を得べく求められる。

【0036】ステップ73では、今回の演算処理で求められた後輪舵角目標値 $\theta R^*$ と、数回前の演算処理で求められた記憶後輪舵角目標値 $\theta R^*M$ に基づいて後輪舵角目標値変化速度 $d(\theta R^*)$ が演算される。(舵角目標値変化速度演算手段に相当)。

【0037】ステップ74では、ステップ73で求められた後輪舵角目標値変化速度 $d(\theta R^*)$ により第2ダンピング定数m2が設定される(ダンピング定数設定手段に相当)。尚、後輪舵角目標値変化速度 $d(\theta R^*)$ に対する第2ダンピング定数m2は、図9に示すように、後輪舵角目標値変化速度 $d(\theta R^*)$ が増大する側で増大量が大きいほど小さな値に設定され、後輪舵角目標値変化速度 $d(\theta R^*)$ が減少する側で減少量が大きいほど大きな値に設定される。

【0038】ステップ75では、今回の処理時にエンコーダ24により検出されたモータ回転角 $\theta M$ と、数回前の処理時に検出された記憶モータ回転角 $\theta MM$ に基づいてモータ回転角速度 $d(\theta M)$ が演算される(舵角追従値変化速度演算手段に相当)。

【0039】ステップ76では、エンコーダ24により検出されたモータ回転角度 $\theta M$ により後輪舵角追従値 $\theta R$ が演算される。

【0040】ステップ77では、後輪舵角目標値 $\theta R^*$ から後輪舵角追従値 $\theta R$ を差し引いた絶対値により偏差 $\theta^*$

$$IM = L \cdot \theta^* - m1 \cdot m2 \cdot d(\theta M) + Kp$$

ステップ79では、ステップ78で求められたモータ電流 $IM$ がモータ19に出力される（モータ駆動手段に相当）。

【0043】次に、実施例装置を搭載した四輪操舵車両での様々な旋回時における作用を説明する。

【0044】(イ) 後輪舵角目標値の上昇時

旋回初期でのハンドル切り始め時や旋回途中での急なハンドリ切り増し時等のように後輪舵角目標値 $\theta R^*$ の上昇時には、ステップ74において、後輪舵角目標値変化速度 $d(\theta R^*)$ が大きいほど第2ダンピング定数 $m2$ が小さな値に設定され、この第2ダンピング定数 $m2$ とモータ回転角速度 $d(\theta M)$ を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式(3)に基づいてモータ19が制御されることになる。後輪舵角目標値 $\theta R^*$ の上昇に対して後輪舵角追従値 $\theta R$ が速やかに追従する高い応答性が得られる。

【0045】(ロ) 路面負荷の急変時

コーナへの突入後に定常旋回走行に移る時等で路面負荷大から路面負荷小へと負荷の急変が発生する時には、コーナへの突入してから定常旋回走行に移る前の領域において路面負荷が大となり、ステップ71において、路面負荷 $F$ が大きいほど第1ダンピング定数 $m1$ が小さな値に設定され、この第1ダンピング定数 $m1$ とモータ回転角速度 $d(\theta M)$ を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式(3)に基づいてモータ19が制御されることになる。後輪舵角目標値 $\theta R^*$ の上昇に対して後輪舵角追従値 $\theta R$ の応答が改善されるが、路面負荷による応答性が低いことで、後輪舵角目標値 $\theta R^*$ に対する後輪舵角追従値 $\theta R$ の値にある程度の差が出てしまう。そして、定常旋回走行に移り路面負荷が小の領域に入った途端、路面負荷による応答性が高まる。

【0046】そこで、例えば、コーナへの突入後にハンドルを少し戻して定常旋回走行に移る時で、定常旋回に入ってから後輪舵角目標値 $\theta R^*$ が一定値に維持される時には、ステップ74において、後輪舵角目標値変化速度 $d(\theta R^*)$ が小さく第2ダンピング定数 $m2$ が大きな値 $m2=ma$ （図9）に設定され、この第2ダンピング定数 $m2$ とモータ回転角速度 $d(\theta M)$ を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式(3)に基づいてモータ19が制御されることになる。図10に示すように、路面負荷による応答性の高まりにかかわらず後輪舵角追従値 $\theta R$ は変化のない後輪舵角目標値 $\theta R^*$ に対して緩やかに収束する。

【0047】また、例えば、コーナへの突入後にハンドルを切り増して定常旋回走行に移る時で、定常旋回に入ってから後輪舵角目標値 $\theta R^*$ が上昇する時には、ステップ

\* $\varepsilon$ が演算される。

【0041】ステップ78では、モータ電流 $IM$ が下記の式により演算される（モータ電流演算手段に相当）。

【0042】

(3)

74において、後輪舵角目標値変化速度 $d(\theta R^*)$ が大きく第2ダンピング定数 $m2$ が小さな値 $m2=mb$ （図9）に設定され、この第2ダンピング定数 $m2$ とモータ回転角速度 $d(\theta M)$ を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式(3)に基づいてモータ19が制御されることになる。図11に示すように、路面負荷による応答性の高まりと第2ダンピング定数 $m2$ の小さな値により後輪舵角追従値 $\theta R$ の立ち上がり勾配が急になり後輪舵角追従値 $\theta R$ が上昇してゆく後輪舵角目標値 $\theta R^*$ に対し速やかに収束する。

【0048】さらに、例えば、コーナへの突入後にハンドルを切り戻して定常旋回走行に移る時で、定常旋回に入ってから後輪舵角目標値 $\theta R^*$ が下降する時には、ステップ74において、後輪舵角目標値変化速度 $d(\theta R^*)$ が負値となり第2ダンピング定数 $m2$ が非常に大きな値 $m2=mc$ （図9）に設定され、この第2ダンピング定数 $m2$ とモータ回転角速度 $d(\theta M)$ を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式(3)に基づいてモータ19が制御されることになる。図12に示すように、路面負荷による応答性の高まりにかかわらず第2ダンピング定数 $m2$ の非常に大きな値により後輪舵角追従値 $\theta R$ がオーバーシュートすることなく下降してくる後輪舵角目標値 $\theta R^*$ に対し速やかに収束する。

【0049】効果を説明する。

【0050】(1) 後輪9、10側に電動式ステアリング装置11を有する四輪操舵車両のモータ制御装置において、後輪舵角目標値変化速度 $d(\theta R^*)$ が大きいほど第2ダンピング定数 $m2$ を小さな値に設定し、この第2ダンピング定数 $m2$ とモータ回転角速度 $d(\theta M)$ を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式(3)に基づいてモータ19へのモータ電流 $IM$ を制御する装置とした。速応性を必要とする後輪舵角目標値 $\theta R^*$ の上昇時に後輪舵角目標値 $\theta R^*$ に対する応答性を確保しながら、後輪舵角目標値 $\theta R^*$ と後輪舵角追従値 $\theta R$ とが一端離れてからそのあと急に収束するような過渡時、後輪舵角目標値 $\theta R^*$ の変化状況に応じた最適な応答性により旋回安定性の確保を図ることができる。

【0051】(2) 路面負荷 $F$ を検出し、路面負荷 $F$ が大きいほど第1ダンピング定数 $m1$ を小さな値に設定し、この第1ダンピング定数 $m1$ とモータ回転角速度 $d(\theta M)$ を掛け合わせた減衰項を有するモータ電流制御式(3)に基づいてモータ19へのモータ電流 $IM$ を制御する装置とした。路面負荷 $F$ が変化した場合に、路面負荷 $F$ に基づく減衰応答性の変化を小さく抑えることができる。

【0052】以上、実施例を図面により説明してきたが、具体的な構成は実施例に限られるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲における変更や追加等があっても本発明に含まれる。

【0053】例えば、実施例では、後輪のみにモータステアリング機構を採用した適用例を示したが、前後輪にモータステアリング機構を採用したものであっても良い。

【0054】実施例では、路面負荷対応の第1ダンピング定数を加味した好ましい例を示したが、舵角目標値変化速度d(θR\*)が大きいほど第2ダンピング定数のみを適用したものでも含まれる。

【0055】実施例では、ダンピング定数mを可変にする装置の例を示したが、図13に示すように、後輪舵角目標値変化速度d(θR\*)が大きくなればなるほど第2比例定数L2として大きな値を与え、路面負荷対応の第1比例定数L1との両者により、下記の式でモータ電流IMを得る装置としても良い。

$$【0056】IM = (L1 \cdot L2) \cdot \theta \cdot s - m \cdot d(\theta R) + Kp$$

【0057】

【発明の効果】以上説明してきたように本発明にあっては、後輪または前後輪に電動モータをアクチュエータとするモータステアリング機構を有する四輪操舵車両のモータ制御装置において、舵角目標値変化速度が負値となるほど大きく、正値となるほど小さなモータ電流により制御する手段とした為、速応性を必要とする舵角目標値の上昇時に舵角目標値に対する応答性を確保しながら、舵角目標値と舵角追従値とが一端離れてからそのあと急に収束するような過渡時、舵角目標値の変化状況に応じた最適な応答性により旋回安定性の確保を図ることが出来るという効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の四輪操舵車両のモータ制御装置を示すクレーム対応図である。

【図2】実施例のモータ制御装置が適用された四輪操舵車両を示す全体システム図である。

【図3】実施例装置の電動式ステアリング装置の具体的

構成を示す断面図である。

【図4】電動式ステアリング装置の台モデル図である。

【図5】電動式ステアリング装置でのモータトルクに対するモータ電流値特性図である。

【図6】電動式ステアリング装置での目標値と追従値との偏差に対するモータ電流値特性図である。

【図7】実施例装置のコントローラで行なわれるモータ制御作動の流れを示すフローチャートである。

【図8】実施例装置での路面負荷に対する第1ダンピング定数設定特性図である。

【図9】実施例装置での後輪舵角目標値変化速度に対する第2ダンピング定数特性図である。

【図10】実施例装置を搭載した車両でコーナへの突入後にハンドルを少し切り戻して定常旋回走行に移る時の目標値及び追従値のタイムチャート図である。

【図11】実施例装置を搭載した車両でコーナへの突入後にハンドルを切り増して定常旋回走行に移る時の目標値及び追従値のタイムチャート図である。

【図12】実施例装置を搭載した車両でコーナへの突入後にハンドルを切り戻して定常旋回走行に移る時の目標値及び追従値のタイムチャート図である。

【図13】比例定数を可変にする他の実施例での後輪舵角目標値変化速度に対する第2比例定数特性図である。

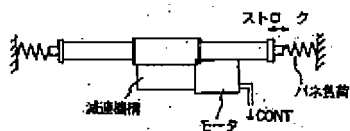
【図14】ステップ状の目標値を与えた時の路面負荷大の時の追従値応答特性及び路面負荷小の時の追従値応答特性図である。

【図15】従来装置を搭載した車両でコーナへの突入後にハンドルを少し切り戻して定常旋回走行に移る時の目標値及び追従値のタイムチャート図である。

【符号の説明】

- a 電動モータ
- b モータステアリング機構
- c 舵角目標値演算手段
- d 舵角目標値変化速度演算手段
- e モータ電流演算手段
- f モータ駆動手段

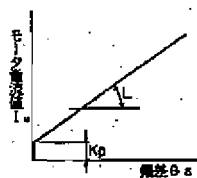
【図4】



【図5】

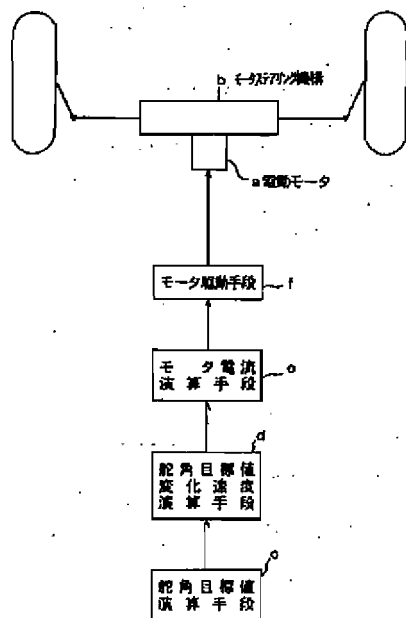


【図6】

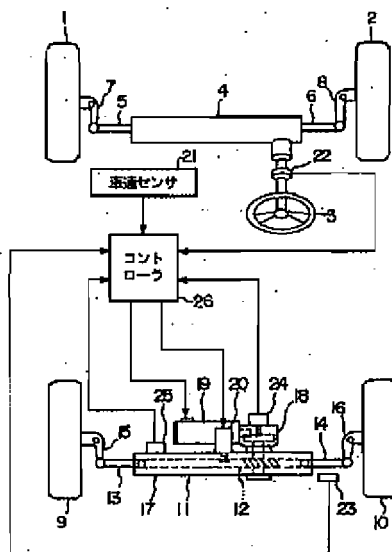




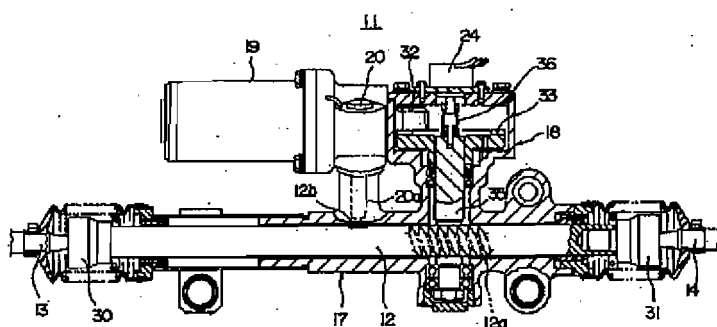
【图 1】



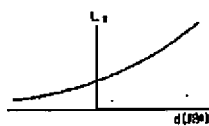
【圖 2】



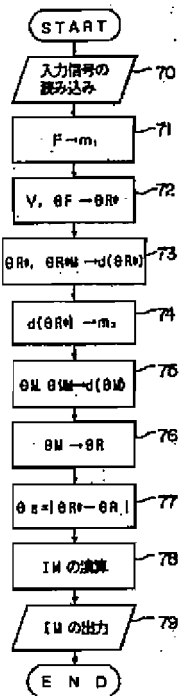
【圖 3】



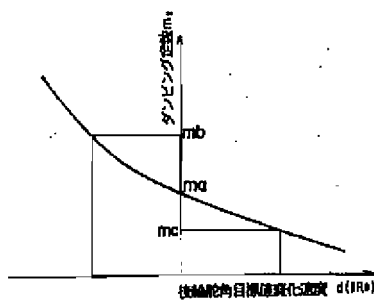
【图 13】



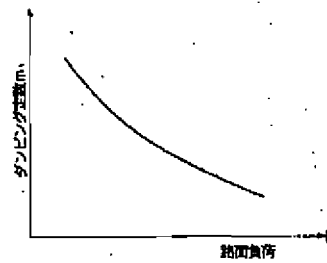
【図7】



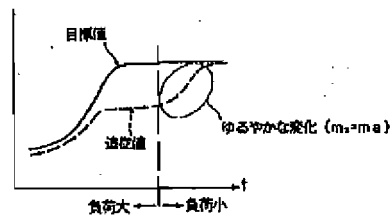
【図9】



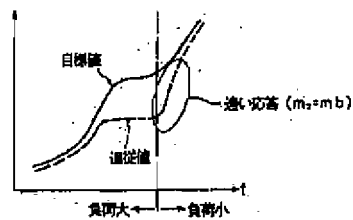
【図8】



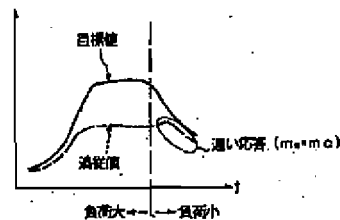
【図10】



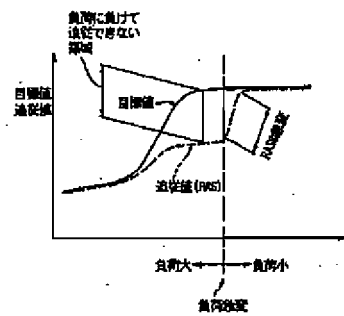
【図11】



【図12】



【圖 15】



技術表示箇所

—461—